

# BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

## PRIORITY DOCUMENT

SUBMITTED OR TRANSMITTED IN  
COMPLIANCE WITH RULE 17.1(a) OR (b)



EPO4/51414  
EPO - Munich  
83

07. Aug. 2004

REC'D 27 AUG 2004

WIPO

PCT

### Prioritätsbescheinigung über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen:

103 34 355.5

Anmeldetag:

25. Juli 2003

Anmelder/Inhaber:

Continental Teves AG & Co oHG,  
60488 Frankfurt am Main/DE

Bezeichnung:

Elektronische Regelverfahren für eine schlupfgere-  
gelte Kraftfahrzeugbremsanlage

IPC:

B 60 T 8/60

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der ur-  
sprünglichen Unterlagen dieser Patentanmeldung.

München, den 13. Juli 2004  
Deutsches Patent- und Markenamt  
Der Präsident

Im Auftrag

Stanschus

## **Elektronisches Regelverfahren für eine schlupfgeregelte Kraftfahrzeugbremsanlage**

Die Erfindung betrifft ein elektronisches Regelverfahren für eine schlupfgeregelte Kraftfahrzeugbremsanlage aufweisend eine Verteilvorrichtung mit einer Elektroneinheit (ECU) und mit einer Hydraulikeinheit (HCU) umfassend einen Aufnahmekörper für hydraulische Bauelemente wie insbesondere elektrohydraulische Einlaß- und Auslaßventile für Radbremsen, welche in Bremskreisen organisiert sind, und mit einem Motor-Pumpen-Aggregat mit elektrischem Motor insbesondere zum Rückfördern von Hydraulikflüssigkeit aus Radbremsen in Richtung eines Druckgebers, wobei unter Auswertung eines, von einem Fahrzeugführer anhand des Druckgebers im Bremssystem eingesteuerten Vordrucks eine Antiblockierregelung mittels Druckaufbau-, Druckhalte- und Druckabbauschaltstellungen der elektrohydraulischen Einlaß- und Auslassventile ermöglicht wird

Bekannte elektronisch geregelte Kraftfahrzeugbremsanlagen leiden während ABS-Regelvorgängen unter dem Nachteil, daß infolge des Betriebs einer sogenannten Rückförderpumpe sowie durch Ventilöffnungs- und Ventilschließvorgänge Druckpulsationen auftreten, welche zu einer Geräuschbelästigung und infolge dessen zu einer mehr oder weniger starken Komforteinschränkungen führen.

Zur Verbesserung dieser Situation wird unter anderem die Verwendung von Ventilen angestrebt, welche eine reduzierte Geräuschemission ermöglichen. In diesem Zusammenhang erscheint die Verwendung von sogenannten analogisiert regelbaren Sitzventilen vielversprechend. Zur Verbesserung des Geräuschverhaltens soll eine gewissermaßen analogisierte Ansteuerung der Ventile, insbesondere von analogisiert regelbaren stromlos offenen Einlassventilen (AD-/SO-Ventilen) ermöglicht werden. Dabei wird die Auswertung eines physikalischen Zusammenhangs zwischen einem Ventilöffnungsquerschnitt im Bereich eines Ventilkörpers des

Ventil, in Verbindung mit der auf den Ventilkörper einwirkenden Druckdifferenz sowie dem induzierten Strom in einer elektrischen Ventilschule ( $I \sim \Delta p_{\text{Ventil}}$ ) ausgenutzt. Die Geräuschoptimierung geschieht wie folgt. Zur Ermöglichung eines definiert-beruhigten Druckaufbaugradienten bei einem Ventilöffnungsvorgang wird der Spulenstrom des Radeinlassventils in Abhängigkeit von dem Differenzdruck am Ventilkörper derart eingestellt, daß ein Öffnungsspalt am Ventilkörper zunächst einen dosierten Drossелеffekt erlaubt, und erst im Anschluß in eine Öffnungsstellung gelangt. Im Unterschied zu bekannten Ventilen erfolgt keine schlagartige Ventilöffnung. Der beschriebene Drossелеffekt vermeidet hohe und infolgedessen geräuschintensive Druckaufbaugradienten. Das Geräuschniveau wird reduziert. Hohe Differenzdrücke am Ventilkörper erfordern dabei einen relativ hohen Reststrom in der Ventilschule, um den Druckgradienten am Ventilkörper durch die angesprochene Drosselwirkung auf ein adäquates Maß zu begrenzen.

Weil die am Ventilkörper anliegende Druckdifferenz in Abhängigkeit von den Betriebszuständen variabel ist, sind für deren Erfassung zu beiden Seiten des Ventilkörpers Drucksensoren vorzusehen ( $p_{\text{THZ}}, p_{\text{Rad}}$ ). Dadurch kann der vom Fahrer in einem Bremskreis vor dem Einlassventil eingesteuerte Druck zur Bildung des Differenzdruckes mit dem Ist-Druck an der Radbremse verglichen werden kann. Aus dieser Erkenntnis lässt sich der für die geräuschoptimierte Druckaufbauregelung erforderliche Spulenstrom exakt ableiten und folglich der Druckaufbaugradient exakt einstellen. Es versteht sich, daß neben einer geräuschoptimierten Druckaufbauregelung weitere Anwendungsfälle bestehen können. Ein ABS-Bremssystem zur Durchführung des beschriebenen Verfahrens erfordert mindestens vier Drucksensoren im Bereich der Radbremsen und mindestens einen Drucksensor zur Erfassung des fahrerseitig eingesteuerten Druckes sowie eine entsprechend aufwändige Datenverarbeitung.

Der Erfindung liegt nun die Aufgabe zu Grunde, ein Verfahren anzugeben, das ohne aufwändige Druckmessung eine hinreichend genaue Abschätzung der Druckdifferenz an dem Ventilkörper erlaubt. Mit anderen Worten ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, einen geräuschoptimierten Betrieb der Bremsanlage zu ermöglichen und insbesondere die Anzahl der erforderlichen Drucksensoren im Bremssystem zu verringern.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß gelöst, indem die Elektronikeinheit den Motor zwecks Drehzahlsteuerung mit modulierten elektrischen Ein- und/oder Ausschaltphasen versorgt, wobei während einer Ausschaltpase eine durch den Motor erzeugte Generatorspannung abgegriffen wird, welche der Elektronikeinheit zugeführt wird, die auf der Basis der ermittelten Generatorspannung den im Bremssystem vorliegende Vordruck abschätzt, um eine geräuschoptimierte Ansteuerung der elektrohydraulischen Einlaß- und Auslaßventile zu ermöglichen.

Die Erfindung beruht auf dem Grundgedanken, eine Drehzahländerung des Motor-Pumpen-Aggregates während einer Ausschaltpase als Maßstab für den Systemvordruck heranzuziehen, und die gewonnenen Informationen und Erkenntnisse zur geräuschoptimierten Regelung der elektromagnetischen Ventile heranzuziehen. Erfindungsgemäß ist weder ein Motordrehzahlsensor noch ein Drucksensor im Bereich eines Hauptbremszylinders erforderlich.

In vorteilhafter Weiterbildung der Erfindung ist vorgesehen, daß die abgegriffene Generatorspannung in einem definierten Zeitintervall betrachtet und ausgewertet wird, um das Auslaufverhalten des Motors-Pumpen-Aggregates zu beurteilen, so daß aus dem beurteilten Auslaufverhalten auf die Vordruckbelastung des Motor-Pumpen-Aggregates geschlossen werden kann. Es hat sich gezeigt, daß die messtechnische Erfassung der Generatorspannung innerhalb des vorbestimmten Zeitintervalls hinreichend ist, um eine geräuschoptimierte Sonderregelung der elektrohydraulischen Ventile zu ermöglichen.

Bei einem bevorzugten Regelverfahren wird das Auslaufverhalten des Motor-Pumpen-Aggregates durch Auswertung des Betrags des Generatorspannungsgradienten innerhalb des definierten Zeitintervalls beurteilt. Dadurch wird der Einfluss von Messfehlern, Ausreißern oder sonstigen kurzzeitigen Störungen in dem Spannungsverlauf begrenzt, und dennoch eine aussagekräftige, quantifizierte Aussage ermöglicht.

Es wird weiterhin die überraschend einfache aber bisher unerkannte Beziehung ausgenutzt, daß der Betrag des Drehzahlgradienten proportional mit dem Vordruck wächst. Mit anderen Worten wird die Drehzahl des Motor-Pumpen-Aggregates während einer Ausschaltphase infolge eines hohen Vordrucks schneller abgebremst, als infolge eines niedrigen Vordrucks.

Um die Qualität der Regelung zu verbessern, ist es denkbar, die Pulsweite der elektrischen Einschaltphasen und/ oder Ausschaltphasen zu beobachten, wobei für das Abgreifen der Generatorspannung solche Ausschaltphasen ausgewählt werden, welche im Vergleich mit einer oder mehreren benachbarten Einschaltphasen und/oder Ausschaltphasen eine übereinstimmende Pulsweite aufweisen. Dadurch ist gewährleistet, daß eine hinreichend stabilisierte Drehzahl des Motor-Pumpen-Aggregates zu Beginn des maßgeblichen Intervalls vorgelegen hat.

Weitere Einzelheiten der Erfindung gehen aus Unteransprüchen im Zusammenhang mit der Beschreibung und der Zeichnung hervor. In der Zeichnung zeigt jeweils schematisch:

Fig. 1 ein Fahrzeugbremsssystem mit lediglich einem dargestellten Radbremskreis,

Fig. 2 Drehzahlverläufe  $n_{MPA}$  eines Motor-Pumpen-Aggregates (MPA) bei jeweils unterschiedlichen Förderdrücken,

Fig. 3 Diagramme zur Verdeutlichung modulierter Ein- und Ausschaltphasen des Motor-Pumpen-Aggregates zwecks Motordrehzahlsteuerung,

Fig. 4 abgegriffene Generatorspannungsverläufe  $U_{off}$  während einer Ausschaltphase bis zum Stillstand des Motor-Pumpen-Aggregates, jeweils in Abhängigkeit von unterschiedlichen Förderdrücken,

Fig. 5 ein Diagramm zur Verdeutlichung der Zusammenhänge zwischen Bordspannung  $U$ , Klemmenspannung  $U_{on}$ , Generatorspannung  $U_{off}$  und Drehzahl  $n$  eines Motor-Pumpen-Aggregates,

Fig. 6 ein Diagramm zur Verdeutlichung von Klemmenspannung  $U_{on}$  und Generatorspannung  $U_{off}$  während einem Intervall  $\Delta t$ , und

Fig. 7 ein Schaubild zur Verdeutlichung der Zusammenhänge zwischen Spannung  $U$  und Druckerhöhung  $\Delta p$ .

Aus der Fig. 1 geht exemplarisch ein Bremskreis einer schlupfgeregelten Kraftfahrzeugbremsanlage 1 hervor, wobei lediglich ein Radbremskreis dargestellt ist. Die Bremsanlage 1 umfasst ein Bremsgerät mit einem hydraulischen Druckgeber 3 in Gestalt eines Hauptbremszylinders, welcher über eine hydraulische Verbindung 4 und eine Verteilvorrichtung 5 umfassend eine Hydraulikeinheit 6 und eine Elektroneinheit 7 mit einer Radbremse 8 verbunden ist. Die Hydraulikeinheit 6 verfügt über einen Ausnahmekörper für hydraulische und elektrohydraulische Bauelemente wie elektromagnetisch betätigbare Einlass- und Auslassventile 9, 10 für jede Radbremse 8. In der Verbindung - noch vor einem stromlos geöffneten Einlassventil für die besagte Radbremse - befindet sich ein Abzweig 11 zu einem zweiten Radbremskreis. Ausgehend von der Radbremse 8 führt ein Rücklaufanschluß 12 über das stromlos geschlossene Auslassventil 10 zu einem Niederdruckspeicher 13, welcher ein, aus der Radbremse 8 infolge ABS-Regelzyklen abgelassenes Volumen aufzunehmen vermag. Der

Niederdruckspeicher 13 speist eine Saugseite einer motorangetriebenen Pumpe 14. Diese ist vorzugsweise vom Typ Radialkolbenpumpe und verfügt über jeweils ein Saugventil auf der Saugseite und ein Druckventil auf einer Druckseite. Motor 15 und Pumpe 14 sind als Aggregat (Motor-Pumpen-Aggregat = MPA) ausgebildet und erlauben eine Rückförderung abgelassener Hydraulikflüssigkeit in Richtung Druckgeber 3. Dadurch wird ermöglicht, daß ein Bremspedal bei konstanter Bremsbetätigung während einer ABS-Regelung im wesentlichen an seinem Ort verharret und nicht durchfällt. Es versteht sich, daß das Bremssystem zusätzliche Funktionalitäten wie beispielsweise eine Antriebsschlupfregelung (ASR) oder Fahrstabilitätsregelung (ESP) aufweisen kann, was ein dem Einlassventil 9 vorgeschaltetes, elektromagnetisch ansteuerbares und stromlos geöffnetes Trennventil erfordert.

Die nachstehende Beschreibung erfolgt am Beispiel einer geräuschoptimierten Regelung von A/D-Einlassventilen 9 wobei durchaus weitere Verwendungsmöglichkeiten denkbar sind (**welche ???**), ohne die Erfindung zu verlassen.

Während einer ABS-Regelung stellt sich infolge von Druckabbauvorgängen über das Auslassventil SG, 10 eine Druckdifferenz ( $\Delta p_{Ventil} = p_{THZ} - p_{Rad}$ ) am Einlassventil SO, 9 ein. Das aus der Radbremse 8 entwichene Volumen gelangt in den Niederdruckspeicher 13, NDS. Gleichzeitig wird die Pumpe 14 aktiviert und fördert das abgelassene Volumen - gegen den infolge Bremsbetätigung anliegenden Fahrervordruck - wieder zurück in Richtung Druckgeber 3 und vor das Einlassventil 9. Der eingesteuerte Fahrervordruck verursacht in dieser Situation einen Widerstand, der sich auf den Förderstrom der Pumpe auswirkt. Mit zunehmender Druckdifferenz zwischen Druckgeber 3 und Radbremse 8 ( $\Delta p_{Pumpe} \approx p_{THZ}$ ) erhöht sich der Widerstand, und bei konstanter Pumpenleistung  $P_{Pumpe}$  und steigender Druckdifferenz  $\Delta p_{Pumpe}$  sinkt der geförderte Volumenstrom ( $\dot{V}$ ). Dieser Zusammenhang folgt der Beziehung

$$P_{Pumpe} = \Delta p_{Pumpe} \cdot \dot{V} = \Delta p_{Pumpe} \cdot n \cdot V_H \quad (1)$$

Fig. 2 verdeutlicht den Zusammenhang zwischen dem Drehverhalten des Motor-Pumpen-Aggregates mit ansteigender Druckerhöhung bei konstanter Temperatur, und zwar unterteilt in eine Einschaltphase ( $U_{KL} = \max.$ ) und eine Ausschaltphase ( $U_{KL}=0$ ). Dabei ist zu berücksichtigen, daß zwischen Motor und Pumpe eine starre Kupplung herrscht, so daß die Motordrehzahl mit der Pumpendrehzahl übereinstimmt.

Unter der Annahme geringer Leckverluste, nimmt gemäß (1) bei gleicher zugeführter Leistung  $P$ , die Drehzahl  $n$  des Motor-Pumpen-Aggregates (MPA) mit zunehmender Druckerhöhung  $\Delta p_{Pumpe}$  ab. Mit anderen Worten verhält sich die maximale Drehzahl des Motor-Pumpen-Aggregates umgekehrt proportional zu der Druckerhöhung.

$$n_{MPA, \max} \sim 1 / \Delta p_{Pumpe} \quad (2)$$

Wie aus Fig. 2 hervorgeht, gilt dies auch für das Auslaufverhalten des Motor-Pumpenaggregates innerhalb einer Ausschaltphase ab dem Zeitpunkt  $U_{K1} = 0$ . Der Betrag der Drehzahländerung pro Zeiteinheit - also der Drehzahlgradient - nimmt mit steigender Druckerhöhung  $\Delta p_{Pumpe}$  zu.

$$\left| \frac{\Delta n_{MPA}}{\Delta t} \right| \sim \Delta p_{Pumpe} \quad (3)$$

Wie aus nachstehenden Erläuterungen hervorgeht, werden die beschriebenen Zusammenhänge ausgenutzt, um durch Bewertung drehzahläquivalenter Informationen ein Druckmodell darzustellen, welche eine geräuschoptimierte Regelung erlaubt. Eine direkte Messung von Druckwerten wird vermieden, indem zur



Modellbildung auf die Druckerhöhung  $\Delta p_{Pumpe}$  abgestellt wird, die wiederum aus elektrischen Werten des Motors generiert wird.

Der elektrische Motor 15 der Pumpe 14 basiert grundsätzlich auf einer fremderregten Gleichstrommaschine - insbesondere einer permanentmagneterregten Kommutatormaschine - deren Drehzahl über eine Pulsweitenmodulation (PWM) einer konstanten Klemmenspannung  $U_{KL}$  gesteuert wird. Zur Drehzahlsteuerung wird innerhalb eines festen Intervalls (beispielsweise  $t = 60\text{ms}$ ), die Dauer der Ein- und Ausschaltphasen entsprechend der Drehzahlvorgabe (= Requested\_Pump\_Speed) stufenartig moduliert. Der Fig. 3 ist eine 12-stufige Drehzahlsteuerung zu entnehmen, wobei eine Vollaussteuerung von 100% einem sogenannten Requested\_Pump\_Speed von 12 mit einer Einschaltphase über das gesamte vorgenannte Intervall entspricht. Ab Requested\_Pump\_Speed  $\leq 10$  wird der Motor 15 getaktet angesteuert. Die Ankerspannung wird zyklisch unterbrochen. Mit abnehmender Requested\_Pump\_Speed nimmt die Pulsweite der Ausschaltphasen (Motor aus) zu, und die Pulsweite der Einschaltphasen (Motor an) nimmt ab.

Die Drehzahl-Ansteuerung des Motors 15 im ABS- Betrieb (und damit die Förderleistung der Pumpe 14) erfolgt in Abhängigkeit vom berechneten Volumendurchsatz bzw. vom Füllgrad des Niederdruckspeichers 13 (NDS- Modell). Die pulsweitenmodulierte Klemmenspannung ( $U_{K1}$ ) wird mittels eines Analog-Digital-Konverters als Reglersignal generiert. In der PWM-Einschaltphase entspricht dieses Signal etwa der maximal verfügbaren Bordspannung im Fahrzeug. Während einer PWM-Ausschaltphase wirkt der Motor 15 jedoch als Generator und es kann beispielsweise an Kohlebürsten eine Generatorspannung  $U$  abgegriffen werden, deren Höhe eine Aussage über das Drehzahlniveau liefern kann. Zur Auswertung der Beziehung

$$U_A = C_{Masch} \cdot \Phi \cdot n + R_A \cdot I_A \quad (4)$$

werden folgende Annahmen getroffen: 1. Der Anteil des Ankerstroms ( $I_A$ ) ist gering und kann vernachlässigt werden. 2. Der Erregerfluss ( $\Phi$ ) sowie die Motorkonstante ( $C_{\text{Mach}}$ ) sind konstante, das heißt konstruktionsbedingte Einflussgrößen, so daß sich aus der Gleichung (4) im Generatorbetrieb eine Proportionalität zwischen Drehzahl  $n$  und Generatorspannung  $U$  ergibt:

$$n_{\text{MPA}} \sim U_{\text{MPA,OFF}}$$

Die oben genannte Beziehung wird durch Fig. 4 bestätigt, in der die Spannung  $U$  über der Zeit  $t$  abgetragen ist. Für die Generatorspannung gilt des weiteren, daß diese in einem ersten unbestromten Loop (ein bestimmtes Teilintervall des vorgenannten Intervalls von 60 ms) direkt von der Drehzahl des Motors 15 abhängig ist. Die Drehzahl des Motors 15 wird wiederum vom Fahrervordruck und die dadurch ausgeübte Pumpebelastung beeinflusst. Mit steigendem Fahrervordruck arbeitet die Pumpe gegen einen erhöhten Widerstand, und die Drehzahl sowie die zugehörige abgreifbare Generatorspannung  $U_{\text{OFF}}$  sinken. Weil sowohl  $U_{\text{ON}}$  als auch  $U_{\text{OFF}}$  druckabhängig sind, nimmt auch die Differenz  $\Delta U = U_{\text{ON}} - U_{\text{OFF}}$  für verschiedene Vordrücke charakteristische, quasiproportionale Werte an. Die Spannungsdifferenz verhält sich proportional zum Fahrervordruck bzw. zu der aufzubringenden Druckerhöhung. Ein Wert  $U_{\text{OFF MIN}}$  entspricht der Generatorspannung in einem letzten unbestromten Loop einer Ausschaltphase des Motors 15.

Aus den Werten  $U_{\text{OFF}}$ ,  $U_{\text{OFF MIN}}$  und der Zeit  $\Delta t$  ist der druckabhängige Gradient der Generatorspannung

$$\tan \alpha U_{\text{OFF}} = \frac{U_{\text{OFF}} - U_{\text{OFF MIN}}}{\Delta t} \quad \text{ableitbar.}$$

Um für die geräuschoptimierte Regelung möglichst aussagekräftige Aussagen zu erhalten, ist die Berücksichtigung der folgenden Randbedingungen empfehlenswert.

- **Änderung der Pumpendrehzahl:** Bei häufig geänderter Modulation der PWM-Einschalt- und Ausschaltphasen (Requested\_Pump\_Speed), existieren nur kurze Phasen eines eingependelten, konstanten Drehzahl-niveaus. Dies führt zu einer Verringerung der auswertbaren Datenbasis und damit zu einer Verschlechterung der Qualität des Modells. Die zu berücksichtigende PWM-Modulation sollte durch wiederholte Intervalle mit weitgehend identischer Modulierung gekennzeichnet sein. Eine entsprechende Beobachtung der Modulation ist möglich.
- **Lastzustand der Pumpe:** In Abhängigkeit von dem Förderzustand der Pumpe 14 (Förderung in 2 Bremskreisen, Förderung in einem Bremskreis oder Leerförderung) treten unterschiedliche Motorbeanspruchungen auf, was zu entsprechend veränderten Drehzahl- und Spannungskonstellationen führt. Weil die Unterschiede zwischen diesen Laststufen jedoch markant sind, können diese - beispielsweise über den Betrag erfasster Werte - erkannt und bei der Auswertung berücksichtigt werden.
- **Temperatur:** Die abnehmende kinematische Viskosität der Bremsflüssigkeit mit steigender Temperatur führt dazu, dass die Flüssigkeit mit steigender Temperatur immer dünnflüssiger wird und so ein geringeres Lastmoment auf die Pumpe erzeugt wird als durch bei Kälte vorliegender zäher Bremsflüssigkeit. Das geringere Lastmoment führt zu höheren Drehzahlen und damit zu geringeren Spannungsabfällen. Auch der Temperatureinfluss ist erkennbar und berücksichtigbar.

1. Elektronisches Regelverfahren für eine schlupfgeregelte Kraftfahrzeugbremsanlage (1) aufweisend eine Verteilvorrichtung (5) mit einer Elektronikeinheit (7, ECU) und mit einer Hydraulikeinheit (6, HCU) umfassend einen Aufnahmekörper für hydraulische Bauelemente wie insbesondere elektrohydraulische Einlaß- und Auslaßventile (9, 10) für Radbremsen (8), welche in Bremskreisen organisiert sind, und mit einem Motor-Pumpen-Aggregat mit elektrischem Motor (15) insbesondere zum Rückfördern von Hydraulikflüssigkeit aus Radbremsen (8) in Richtung eines Druckgebers (3), wobei unter Berücksichtigung eines, von einem Fahrzeugführer anhand des Druckgebers (3) im Bremssystem eingesteuerten Vordrucks eine Antiblockierregelung mittels Druckaufbau-, Druckhalte- und Druckabbauschaltstellungen der elektrohydraulischen Einlaß- und Auslassventile (9, 10) ermöglicht wird, dadurch **gekennzeichnet**, daß

- a) die Elektronikeinheit (7) den Motor (15) zwecks Drehzahlsteuerung mit modulierten elektrischen Ein- und/oder Ausschaltphasen versorgt,
- b) während einer Ausschaltpase eine durch den Motor (15) erzeugte Generatorspannung abgegriffen wird,
- c) die Generatorspannung (15) der Elektronikeinheit (7) zugeführt wird, welche auf der Basis der ermittelten Generatorspannung den im Bremssystem vorliegenden Vordruck abschätzt, um
- d) eine geräuschoptimierte Ansteuerung der elektrohydraulischen Ventile (9) zu ermöglichen.

2. Regelverfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, daß die abgegriffene Generatorspannung in einem definierten Zeitintervall betrachtet und ausgewertet wird, um das Auslaufverhalten des Motors-Pumpen-Aggregates zu beurteilen, und daß aus dem beurteilten Auslaufverhalten auf die Vordruckbelastung des Motor-Pumpen-Aggregates geschlossen wird.

3. Regelverfahren nach Anspruch 2, dadurch **gekennzeichnet**, dass das Auslaufverhalten des Motor-Pumpen-Aggregates durch Auswertung des Betrags des Generatorspannungsgradienten innerhalb des definierten Zeitintervalls beurteilt wird.

4. Regelverfahren nach Anspruch 3, dadurch **gekennzeichnet**, dass ein Zeitintervall über die Beziehung  $\Delta t = A \cdot \text{Loopzeit} - t_{\text{Einschaltphase}}$

mit beispielsweise: Loopzeit = 0,1 ms

A = konstant = 6

$t_{\text{Einschaltphase}} = 0,5 \text{ ms}$

definiert ist.

5. Regelverfahren nach Anspruch 4, dadurch **gekennzeichnet**, dass für das Zeitintervall die Beziehung  $\Delta t > t_{\text{Einschaltphase}}$  herangezogen wird.

6. Regelverfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, dass der Generatorspannungsgradient proportional dem Drehzahlgradienten ist.

7. Regelverfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, dass der Drehzahlgradient proportional mit dem Vordruck wächst.

8. Regelverfahren nach Anspruch 1, dadurch **gekennzeichnet**, dass die Pulsweite elektrischer Einschaltphasen und/ oder Ausschaltphasen beobachtet wird, und daß für das Abgreifen der Generatorspannung solche Ausschaltphasen ausgewählt werden, welche im Vergleich mit einer oder mehreren benachbarten Einschaltphasen und/oder Ausschaltphasen eine übereinstimmende Pulsweite aufweisen.

## Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft ein Elektronisches Regelverfahren für eine schlupfgeregelte Kraftfahrzeugbremsanlage (1) aufweisend eine Verteilvorrichtung (5) mit einer Elektronikeinheit (7, ECU) und mit einer Hydraulikeinheit (6, HCU) umfassend einen Aufnahmekörper für hydraulische Bauelemente wie insbesondere elektrohydraulische Einlaß- und Auslaßventile (9,10) für Radbremsen (8), welche in Bremskreisen organisiert sind, und mit einem Motor-Pumpen-Aggregat mit elektrischem Motor (15) insbesondere zum Rückfördern von Hydraulikflüssigkeit aus Radbremsen (8) in Richtung eines Druckgebers (3), wobei unter Berücksichtigung eines, von einem Fahrzeugführer anhand des Druckgebers (3) im Bremssystem eingesteuerten Vordrucks eine Antiblockierregelung mittels Druckaufbau-, Druckhalte- und Druckabbaschaltstellungen der elektrohydraulischen Einlaß- und Auslassventile (9,10) ermöglicht wird.

Um mit geringem sensorischen Aufwand eine Vordruckabschätzung zu erhalten ist vorgesehen, daß

- a) die Elektronikeinheit (7) den Motor (15) zwecks Drehzahlsteuerung mit modulierten elektrischen Ein- und/oder Ausschaltphasen versorgt,
- b) während einer Ausschaltphase eine durch den Motor (15) erzeugte Generatorspannung abgegriffen wird,
- c) die Generatorspannung (15) der Elektronikeinheit (7) zugeführt wird, welche auf der Basis der ermittelten Generatorspannung den im Bremssystem vorliegenden Vordruck abschätzt, um
- d) eine geräuschoptimierte Ansteuerung der elektrohydraulischen Ventile (9) zu ermöglichen.

(Fig. 6)

1  
2  
3  
4  
5  
6  
7  
8  
9  
10  
11  
12  
13  
14  
15

THZ  
1. Radkreis  
2. Bremskreis  
nach 2. Radkreis  
P<sub>THZ</sub>  
1. Radkreis  
von 2. Radkreis  
P<sub>NDS</sub>  
SG  
A0-Ventil  
SO  
P  
Rad  
ΔP<sub>Ventil</sub>  
Rad  
NDS

214.

Fig. 3

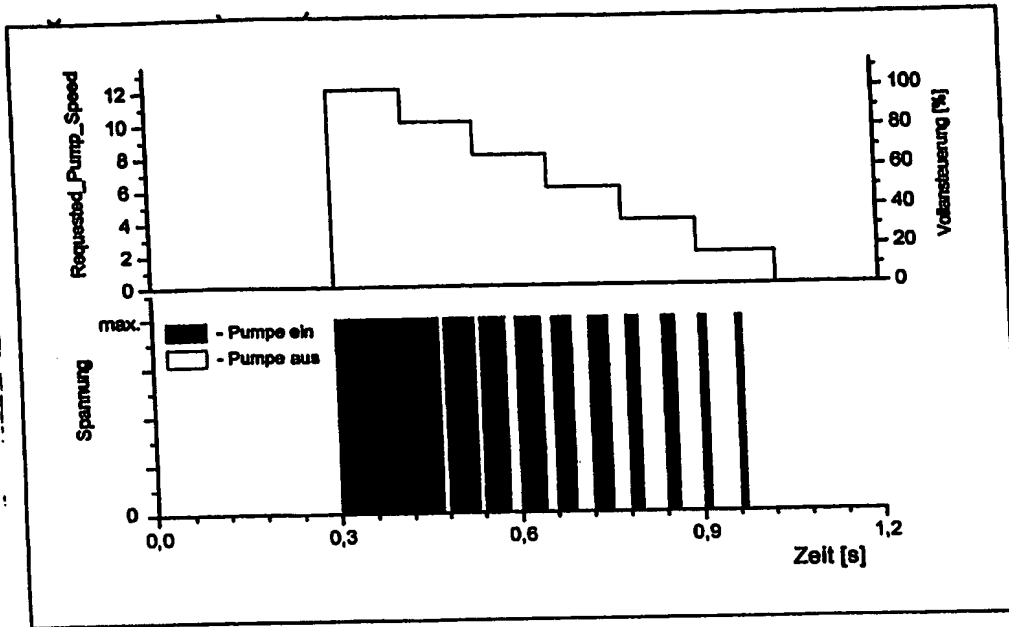


Fig. 4

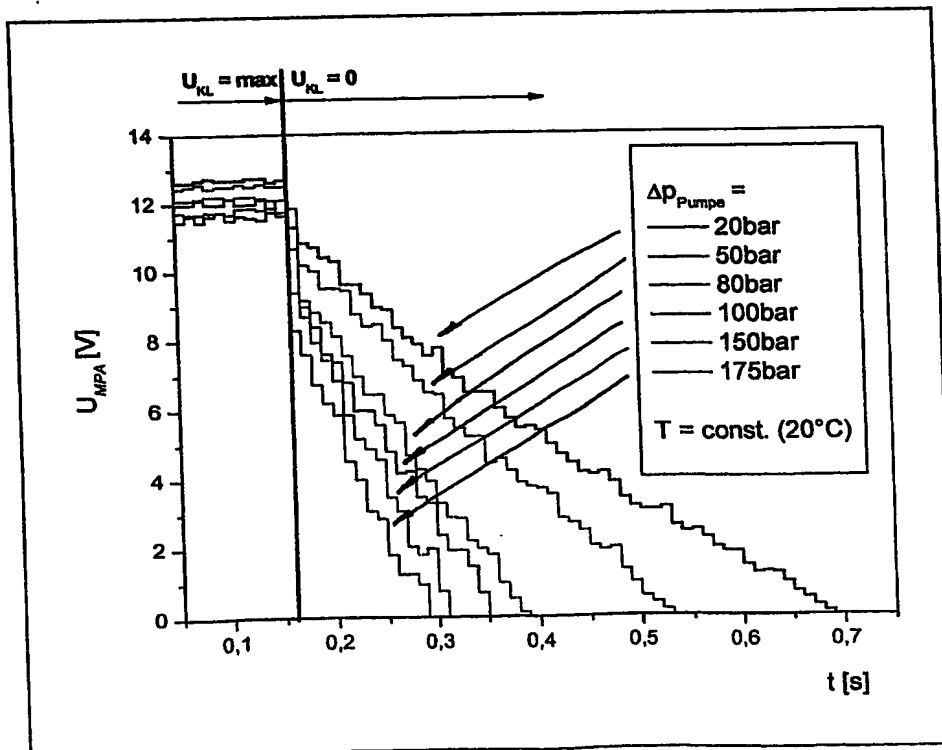




Fig. 5

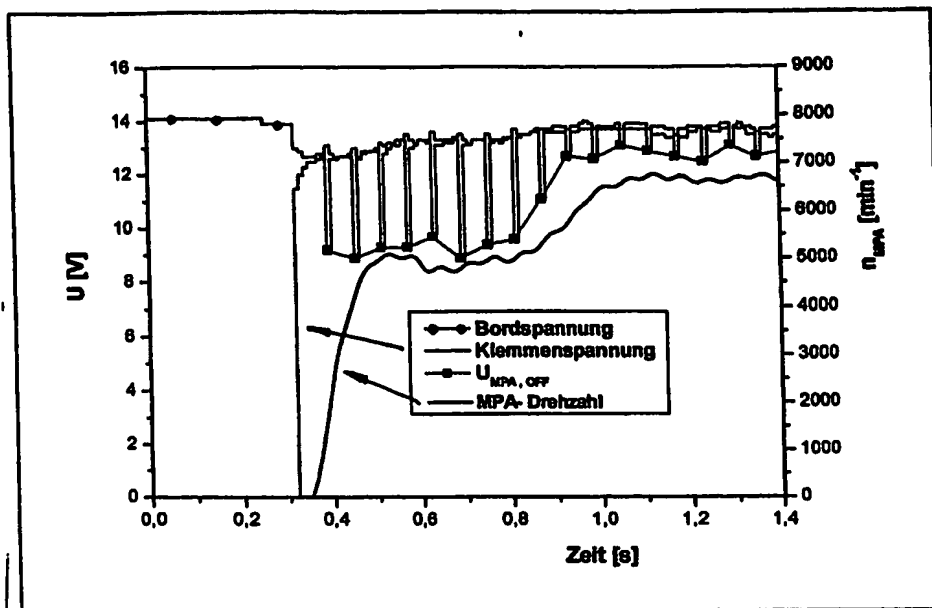


Fig. 6

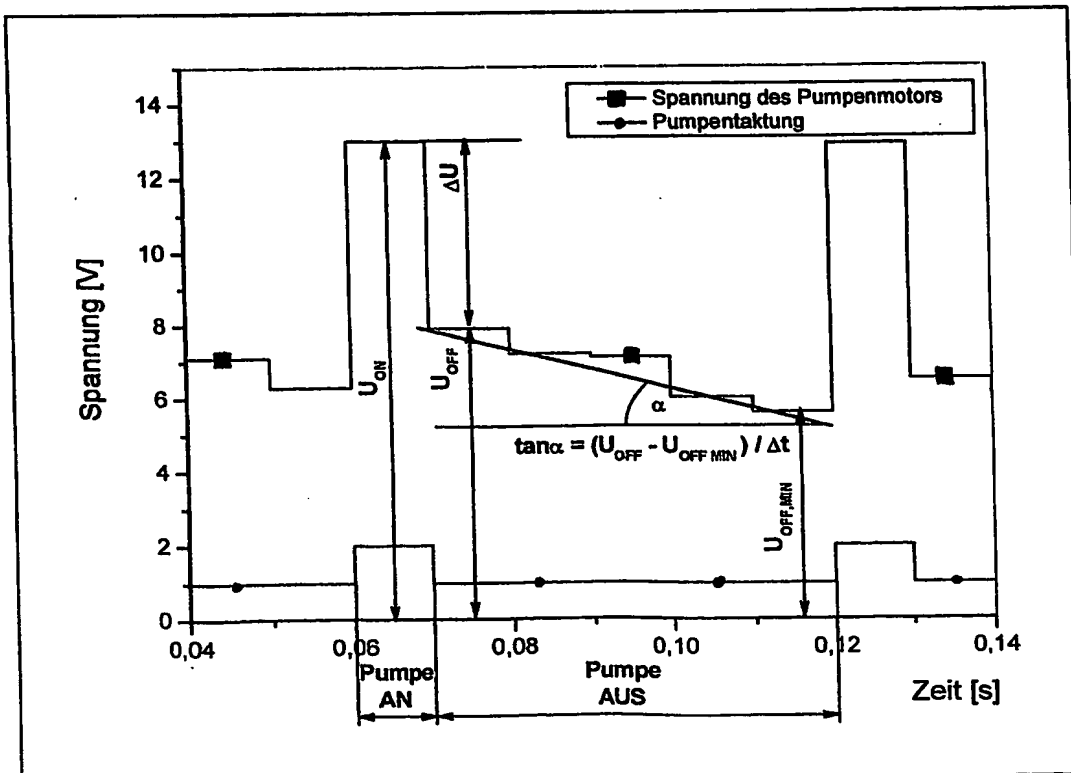


Fig. 7

